

泵驱动相变冷却系统中储液器压力响应特性

袁俊飞^{1,2}, 唐大伟², 曹宏章²

(1. 河南科技大学 土木工程学院, 河南 洛阳 471023;

2. 中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100190)

摘 要: 储液器作为泵驱动两相冷却系统的关键设备,其响应特性将直接影响系统的运行效果.通过储液器压力特性在泵启动过程、热源启动过程和系统稳定运行过程之间响应关系的实验研究和理论分析,结果表明在机械泵启动阶段,由于工质 R134a 的物理特性和和齿轮泵的工作特性,储液器压力越低,系统启动越稳定.储液器压力的变化,对热源启动过程影响较小,热源启动稳定.在稳定运行阶段,储液器压力越低,蒸发器出口温度波动越大.

关 键 词: 运行特性; 储液器压力; 相变冷却; 启动过程; 稳定运行

中图分类号: V245.3

文献标志码: A

Response characteristics of accumulator pressure in pumped phase-change cooling system

YUAN Jun-fei^{1,2}, TANG Da-wei², CAO Hong-zhang²

(1. School of Civil Engineering,

Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan 471023, China;

2. Institute of Engineering Thermophysics,

Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: The accumulator works as a key component of the mechanically pumped two phase cooling system, and its response characteristics will directly affect the system performance. An experiment and theoretical analysis for the influence of the accumulator pressure on pump startup process, heat startup process and stable operation process were made. The results show that the lower accumulator pressure means the more stable mechanical pump starts owing to the characteristics of working fluid R134a and operating characteristics of the gear pump. Pressure change of the accumulator has low impact on the heat startup process, and the startup apparent stability. In the steady operation stage, the lower accumulator pressure indicates the greater fluctuations of the evaporator outlet temperature.

Key words: operating characteristics; accumulator pressure; phase-change cooling; startup process; steady operation

机械泵驱动(下文简称泵驱动)的相变冷却技术,是一种以机械泵为驱动力的封闭式相变传热的主动热控冷却技术^[1],该系统最早是由 Grote 等^[2-3]在 20 世纪 80 年代进行高功率宇宙飞船热管理研究时提出.为了消除毛细泵热管回路的不

稳定特性,提高其传热能力,Grote 在毛细泵热管回路的液体回流管上加装辅助机械泵,研制出机械泵辅助毛细泵冷却系统,又称为混合型毛细泵驱动回路(CPL).和毛细驱动的环路热管相比,由于系统的驱动和毛细力无关,它的稳定性更可靠,

收稿日期:2014-03-27

基金项目:国家自然科学基金(51306186,U1504524)

作者简介:袁俊飞(1986—),女,河南洛阳人,讲师,博士,主要从事微尺度传热、高效热管理技术研究.

传输距离更远;和单相泵回路相比,由于利用工质的潜热代替显热,传输同样的热量所需的流量大大减少,因此近年来该系统已经成为高效冷却散热应用中的研究热点^[4-10]。

目前关于泵驱动相变冷却系统(下文简称系统)的研究,主要集中在系统运行特性和蒸发器换热效率领域^[11-16],而对系统中的关键元件储液器响应特性的研究较少。本文从储液器角度出发,对储液器特性与泵驱动相变冷却系统启动和稳定运行之间的响应关系进行研究,为泵驱动相变冷却系统的进一步优化设计提供理论和实验上的支持。

1 实验系统

1.1 储液器响应特性原理分析

图 1 为泵驱动相变冷却系统的原理图,图中 A,B,C,D,E,F 表示位置点。该系统的主要部件包括机械泵、蒸发器、冷凝器、储液器以及系统连接管道等几大部分。该系统本身不制冷,而是以工质为热载体,以机械泵为驱动力,在蒸发段吸收发热元件的热量,在冷凝段将热量释放出去的主动热控冷却技术。图中 A,B,C,D,E 和 F 分别表示机械泵进口、机械泵出口、蒸发器进口、蒸发器出口、冷凝器进口和冷凝器出口。

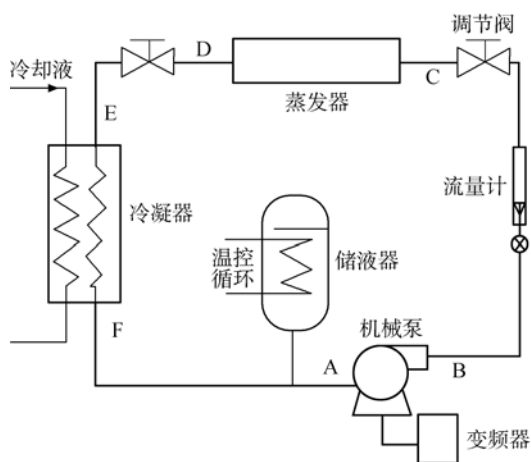


图 1 泵驱动相变冷却系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of pumped phase-change cooling system

冷却系统中,储液器和蒸发器分别位于机械泵的进口和出口,即两者之间的压差等于系统外环路的压降。系统热源启动后,蒸发器内工质吸热相变,系统阻力增大,流量减小,系统内多余的液体工质被推送到储液器内,储液器起到储存系统

多余工质的作用。当系统稳定工作时,系统各部分压力恒定,蒸发器和储液器之间的压差恒定。

储液器和蒸发器内工质为两相状态,满足克劳修斯-卡拉贝龙方程

$$\frac{dp_s}{dt_s} = \left(\frac{h_g - h_l}{v_g - v_l} \right) \cdot \frac{1}{t_s} \quad (1)$$

其中 p_s , t_s 为工质的饱和压力、饱和温度; h_g , h_l 为工质饱和蒸汽焓值、饱和液体焓值; v_g , v_l 为工质饱和蒸汽比容、饱和液体比容。

蒸发器和储液器之间的压力差等于工质流经外回路的压力降,在稳定情况下,外回路压降等于机械泵的压头。由式(1)可知,两相状态下,工质的饱和压力由饱和温度决定。则有

$$t_{acc} - t_{evap} = \frac{\Delta p_{loop}}{\left(\frac{dp_s}{dt_s} \right)} \quad (2)$$

其中 t_{acc} 和 t_{evap} 为储液器内两相工质温度和蒸发器内两相工质温度, Δp_{loop} 为系统外环路的压降。由式(2)可知储液器的温度压力和蒸发器温度(热控系统工作点的温度)密切相关。通过控温手段调整和控制储液器内的工质温度来调整和控制储液器内的饱和蒸汽压力,进而实现调整和控制蒸发器内两相工质的工作温度。在热源运行工况确定的情况下,泵驱动相变冷却系统蒸发器工作点的控制也就主要体现在储液器温度和压力的控制上。

1.2 实验台建立

图 2 为泵驱动相变冷却系统实验台照片。其中机械泵为变频无油磁驱齿轮泵,通过变频器的调节来改变齿轮泵的转速进而调整系统的流量。选用环保型制冷剂 R134a 为制冷循环工质。工质 R134a 在常压下标准沸点为 -26.5°C ,相变潜热

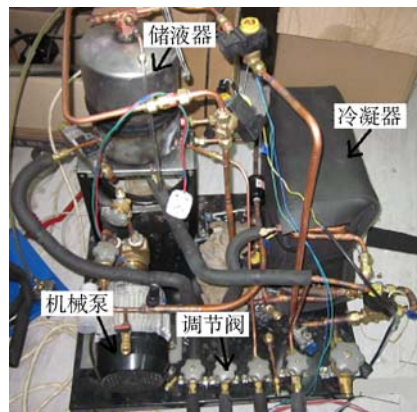


图 2 泵驱动相变冷却系统实验台

Fig. 2 Experimental rig of pumped phase-change cooling system

为220 kJ/kg,其臭氧消耗潜能(ODP)为0,温室效应潜能(GWP)在0.24~0.29之间.系统中的储液器为自制的不锈钢容器,内部安装有制冷和制热两套独立的温控单元,储液器容积和系统容积之比为1.46.冷凝器为整体钎焊的板式换热器,其冷却液回路由二级压缩机制冷循环提供.

实验过程中,系统的启动分3步完成:第1步启动冷凝器的制冷循环;第2步启动机械泵循环,调整系统流量至预设值,并使系统稳定运行;第3步启动系统热源,待系统热源达到额定功率时,系统进入稳定运行阶段.系统中各主要部件的进口和出口都安装有热电偶和压力传感器测量各点的温度和压力,并通过Agilent和电脑相连进行实时检测显示.由于冷凝器的二级压缩机制冷循环是一个很成熟的系统,它的启动和稳定运行较易调节,且本文的研究重点是系统中储液器的响应特性,因此文中研究的启动主要指泵启动至热源启动过程系统的循环特性.

2 实验结果和数据分析

2.1 泵启动过程的影响

图3为系统启动全过程的压力变化图,包含泵启动过程(虚线1),热源启动过程(虚线2),以及系统稳定运行过程.图中 p_A , p_B , p_C , p_D , p_E , p_F 表示图1中点位置对应的压力.实验中调整泵频率为20 Hz,达到系统预设起始流量为12.5 kg/h,储液器初始状态压力为470 kPa,属于常压工况.由图3可以看出,机械泵启动时,系统压力出现了波动过程.随后通过增加泵的频率,系统的流量逐步增加,泵出口的压力和蒸发器入口压力迅速升

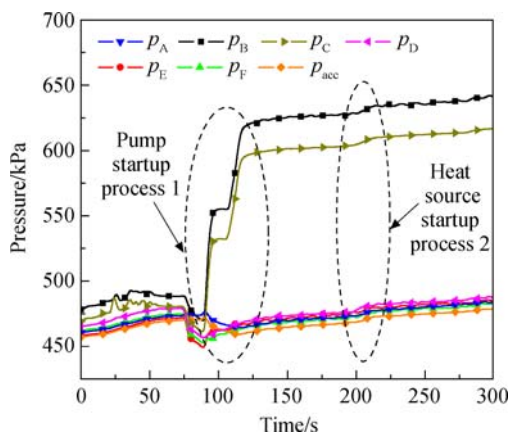


图3 系统启动全过程的压力变化

Fig. 3 Pressure change during whole startup process of system

高.循环系统的主要压降产生于蒸发器,工质从蒸发器流出后,由于管路阻力的存在,沿程压力逐渐降低,至泵入口处系统压力降至最低,经泵升压后,进入下一个循环.在热源启动后,系统压力出现了第2次波动,随后系统进入稳定运行阶段.

图4为泵启动过程系统压力变化的放大图,图中可以详细看出各部分压力的变化趋势.在泵启动初期,储液器压力和泵入口压力稳定,泵启动后,一方面由于冷凝器的二级制冷系统已经稳定运行,制冷工质R134a流经中间冷凝器被冷却,又由于管路摩擦阻力的存在,工质温度和压力均降低;另一方面由于泵启动时入口的抽吸作用,系统的循环压力呈现下降的趋势.同时,泵启动时工质从储液器流入系统中,储液器压力随之下降.同时储液器位于泵入口处,工质的流入,在一定程度上缓和了泵入口处压力的波动.图4中还可以看出泵入口压力和储液器压力有较好的同步性.

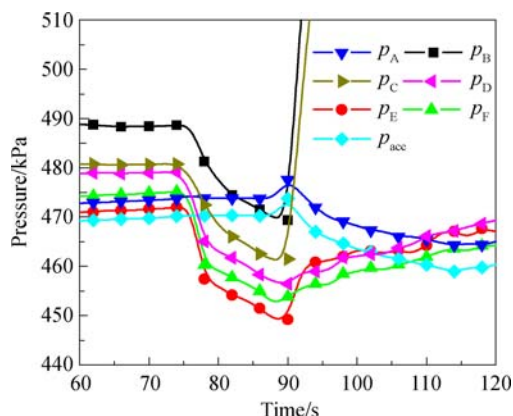


图4 泵启动过程系统压力变化图

Fig. 4 Pressure change during pump startup process

图5和图6分别为储液器初始压力为584 kPa(高压工况)和250 kPa(低压工况)时泵启动过程系统的压力变化图.

结合图4、图5和图6可以看出,当系统的驱动力相同时,即系统流量恒定时,随着储液器压力的升高,泵启动过程出现不稳定现象,尤其是系统高压端的泵出口压力和蒸发器入口压力,随着储液器压力的升高,在系统启动过程中出现了较大的压力波动.当储液器压力为250 kPa时,泵启动过程蒸发器入口压力波动幅值为11.6 kPa;当储液器压力升至584 kPa时,蒸发器入口压力出现波动幅值为244 kPa的震荡.这主要是由系统的结构设计和泵的运行特性决定的.在该取热系统中,储液器位于泵的入口,是系统压力的最低点,

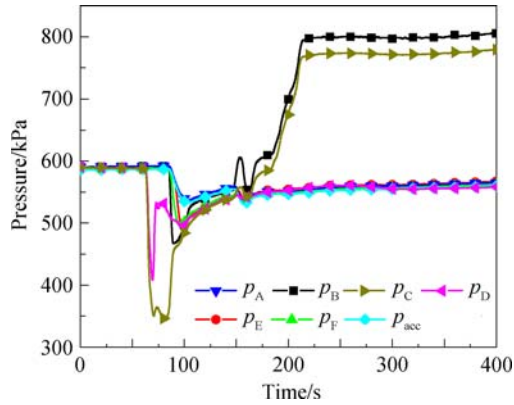


图 5 高压工况下泵启动过程系统的压力变化

Fig. 5 Pressure change during pump startup process at high-pressure working condition

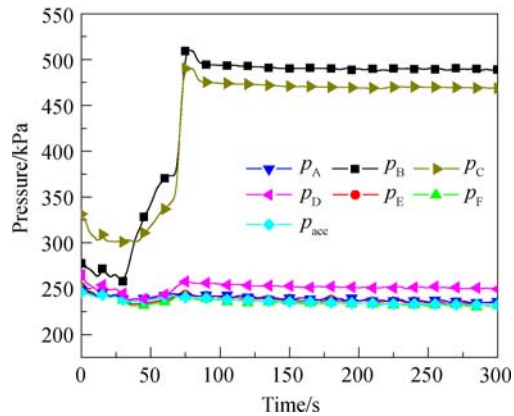


图 6 低压工况下泵启动过程系统的压力变化

Fig. 6 Pressure change during pump startup process at low-pressure working condition

当储液器的压力升高时,整个系统的压力随之升高,即系统在较高的压力状态下运行.因为泵的出口和入口是隔绝的,当系统的压力超过泵出口的安全阈值时,泵内液体沿齿端间隙由出口向入口倒流,引起系统高压端的泵出口压力和蒸发器入口压力产生波动,进而引起系统整体压力波动.同时,由于工质 R134a 的运动黏度随压力的升高而降低,进一步强化了泵齿端的倒流.因此储液器初始压力越高,泵启动过程波动越大,启动越困难.

2.2 热源启动过程的影响

图 7 为热源启动过程系统压力变化的放大图.热源启动时,蒸发器内工质发生相变,系统阻力增大,部分工质从系统管路流入储液器,储液器内压力升高,系统的整体压力随之升高.其中 Δp_{acc} 为热源启动过程中储液器内压力的波动值,其计算过程可由下文公式推导.

储液器内的气体为制冷剂 R134a 的饱和蒸

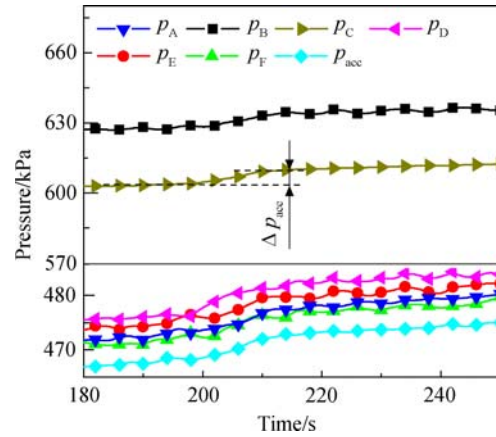


图 7 热源启动过程系统压力波

Fig. 7 Pressure change during heat source startup process

汽,计算过程中做理想气体处理,符合理想气体状态方程.假设系统热源启动后,储液器内气体的压缩过程为绝热过程.理想气体绝热压缩过程的微分表达式为

$$p_{acc,g} v_{acc,g}^\gamma = p_0 v_0^\gamma = \text{Const} \quad (3)$$

其中 $p_{acc,g}$ 和 $v_{acc,g}$ 为储液器内气态工质的压力和比容, p_0 和 v_0 为初始时刻所对应的量, γ 为工质的绝热压缩系数.其微分形式为

$$p_{acc,g} \gamma \frac{dv_{acc,g}}{dt} + v_{acc,g} \frac{dp_{acc,g}}{dt} = 0 \quad (4)$$

联合式(3)和式(4),则储液器内气态工质压缩过程压力变化为

$$\frac{dp_{acc,g}}{dt} = -\frac{\gamma p_{acc,g}^{(1+\gamma)/\gamma}}{p_0^{1/\gamma} v_0} \cdot \frac{dv_{acc,g}}{dt} \quad (5)$$

储液器内工质压缩时间较短,忽略气体被压缩时冷凝相变的质量,即储液器内气体的质量不变.则有

$$\frac{dv_{acc,g}}{dt} = \frac{1}{G_{acc,g}} \cdot \frac{dV_{acc,g}}{dt} \quad (6)$$

其中 $G_{acc,g}$ 和 $V_{acc,g}$ 分别为储液器内气态工质的质量和体积,带入式(5)可得

$$\left. \frac{dp}{dt} \right|_{acc,g} = -\frac{\gamma p_{acc,g}^{(1+\gamma)/\gamma}}{p_0^{1/\gamma} v_0} \cdot \frac{1}{G_{acc,g}} \cdot \frac{dV_{acc,g}}{dt} \quad (7)$$

储液器内气体体积的变化主要是蒸发器相变后系统内多余的液体被推入储液器造成的,储液器容积为定值,即储液器内气体体积的变化值等于液体体积的变化值,即

$$\Delta V_{acc,g} = \Delta V_{acc,l} = \frac{\Delta G_{acc,l}}{\rho_{acc,l}} \quad (8)$$

其中 $\Delta V_{acc,g}$ 和 $\Delta V_{acc,l}$ 分别为储液器内气态工质体积和液态工质体积变化值, $\Delta G_{acc,l}$ 为储液器内液

态工质质量变化值, $\rho_{acc,l}$ 为储液器内液态工质密度。

对式(7)积分并联合式(8)可得

$$\frac{1}{\rho_{acc}^{1/\gamma}} = \frac{-\Delta G_{acc,l}}{p_0^{1/\gamma} V_{acc,g,0} \rho_{acc,l}} + \frac{1}{p_0^{1/\gamma}} \quad (9)$$

其中 $V_{acc,g,0}$ 为初始时刻储液器内气态工质的体积。系统内工质质量守恒, 储液器内工质质量的变化和系统内工质质量变化值相等。同时, 管路中质量的变化主要是蒸发器中有热量输入后引起工质相变, 管路中阻力变化导致流量变化, 以及相变后气液密度不同造成的。稳态饱和沸腾的蒸发过程有

$$\Delta G_{loop} = -\Delta G_{acc,l} = \left[\frac{\rho_{loop,l}}{\rho_{loop,g}} - 1 \right] \cdot \left[\frac{Q_{loop, evap} - (h_{sat,l} - h_{evap,o}) m_{loop}}{h_{sat,g} - h_{sat,l}} \right] \quad (10)$$

其中 $\rho_{loop,l}$ 和 $\rho_{loop,g}$ 分别为系统循环工质液态密度和气态密度, $Q_{loop, evap}$ 为蒸发器吸热量, $h_{sat,l}$ 和 $h_{sat,g}$ 分别为循环工质饱和和液态焓值和饱和气态焓值, $h_{evap,o}$ 为蒸发器入口工质焓值, m_{loop} 为系统循环流量。在实际系统循环中, 工质在蒸发器入口处已接近饱和态, 过冷工质的吸热量可以忽略。联合式(9)和式(10)可得

$$\frac{1}{\rho_{acc}^{1/\gamma}} = \frac{1}{p_0^{1/\gamma} V_{acc,g,0} \rho_{acc}} \cdot \left[\frac{\rho_{loop,l}}{\rho_{loop,g}} - 1 \right] \cdot \left[\frac{Q_{loop, evap}}{h_{sat,g} - h_{sat,l}} \right] + \frac{1}{p_0^{1/\gamma}} \quad (11)$$

由式(11)可知, 热源启动后, 储液器内的压力波动和蒸发器的吸热量, 蒸发器内饱和沸腾温度, 储液器容积, 以及储液器初始状态有关。对于应用在航天热控上的泵驱动相变冷却系统, 蒸发器的吸热量为恒定值, 当储液器容积恒定时, 热源启动后, 储液器内的压力波动和储液器初始状态的变化关系如图8所示。当储液器压力从250 kPa增加至600 kPa时, 热源启动引起的压力波动 Δp 仅从8.15 kPa降至8 kPa。即, 随着储液器初始压力的升高, 热源启动过程引起的压力波动有减小的趋势, 但是整体影响较小。

2.3 稳定运行特性的研究

热源启动后, 蒸发器的运行特性是判定整个系统冷却散热效果的核心参数。因此, 在热源启动并稳定运行后, 维持蒸发器入口温度不变, 调整储液器压力至初始时刻压力, 使系统在不同压力下运行, 测量蒸发器出口温度波动, 研究储液器压力对系统稳定运行阶段的影响特性。图9~图11分别为储液器压力为584 kPa(高压工况)、470 kPa

(常压工况)和250 kPa(低压工况)时蒸发器进口温度 t_{in} 和出口温度 t_{out} 随时间的变化关系图。

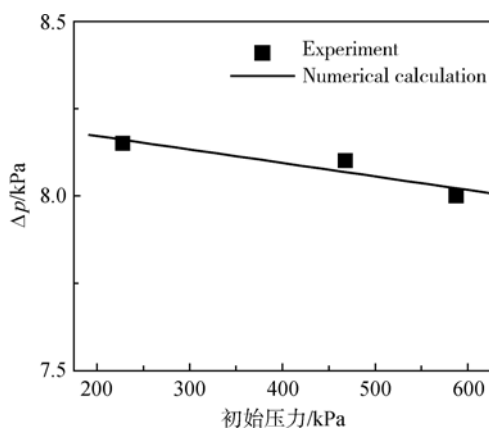


图8 储液器初始压力对热源启动过程的影响

Fig. 8 Effect of accumulator initial pressure on heat source startup process

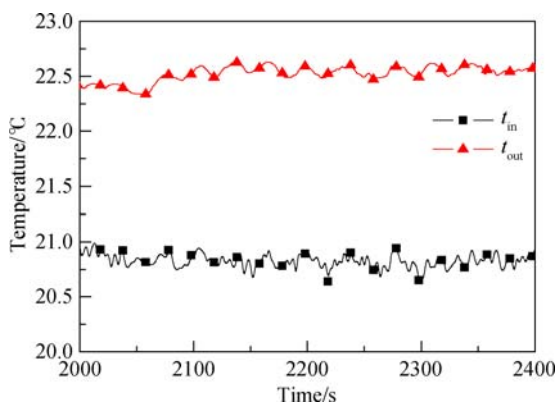


图9 高压工况下蒸发器进出口温度

Fig. 9 Inlet/outlet temperature of evaporator at high-pressure working condition

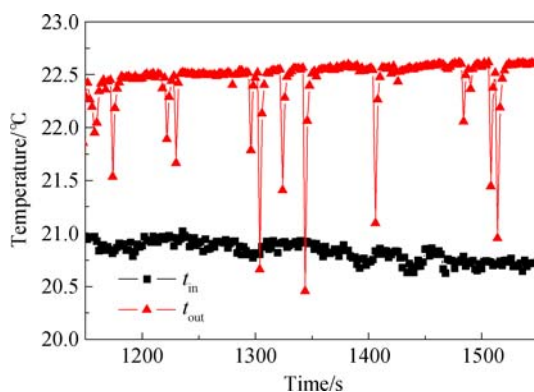


图10 常压工况下蒸发器进出口温度

Fig. 10 Inlet/outlet temperature of evaporator at normal-pressure working condition

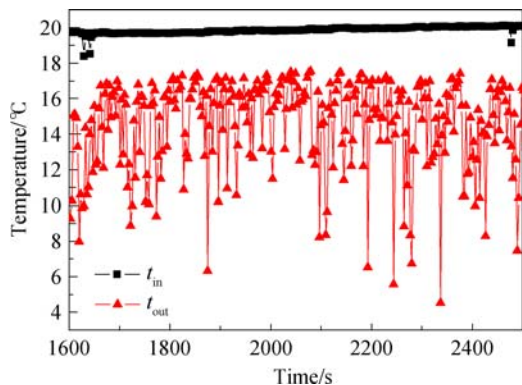


图 11 低压工况下蒸发器进出口温度

Fig. 11 Inlet/outlet temperature of evaporator at low-pressure working condition

由图 9、图 10 和图 11 可以看出,随储液器压力的降低,蒸发器出口温度出现波动.在高压工况下,蒸发器出口温度为 22.5°C ,波动幅值为 0.5°C .在常压工况下,蒸发器出口温度基本能维持在恒定 22.5°C 的蒸发温度,出现不规则的震荡,最大幅值为 2°C .当储液器压力降至 250 kPa 的低压工况时,受储液器内饱和工质温度的影响,蒸发器出口温度低于入口温度,出现了幅值为 10°C 的震荡,几乎无法维持恒定的出口温度.通过对该现象的进一步分析发现,这主要是受相变冷却系统特性和工质的温度压力特性决定的.工质 R134a 在不同饱和状态下物理性质如表 1 所示.

表 1 工质 R134a 在不同饱和状态下物理性质

Tabel 1 Physical properties of working medium R134a at different saturation states

压力/kPa	饱和温度/ $^{\circ}\text{C}$	汽化潜热/(kJ/kg)	v_g/v_l
584	20.7	181.41	43.08
470	13.8	187.36	54.55
250	-4.2	201.67	105.23

由表 1 可以看出在不同的系统压力下,工质的汽化潜热变化较小,比容比变化较大,即在不同的系统压力下,相同质量的液体转变成蒸汽时体积变化差别较大.对于泵驱动相变冷却系统,热源的热量等于蒸发器的制冷量,蒸发器的制冷量主要由蒸发器内液态工质汽化相变时吸收的汽化潜热提供.系统在运行过程中,当热源的热量发生波动时,将直接导致蒸发器内产生蒸汽量的波动,但是当系统的压力温度较高时,产生的蒸汽体积较小,对系统造成的压力和流动冲击较小.系统的运

行也较稳定.当系统的压力较低时,微小的热量波动,就能够引起系统内蒸汽体积的巨大变化,对系统的稳定性造成较大的冲击.

3 结 论

通过对泵驱动相变冷却系统中储液器压力响应特性的分析可知,系统蒸发器工作点的控制和储液器温度和压力的控制密切相关.在泵启动阶段,由于工质的特性和泵齿端的倒流,储液器初始压力越高,泵启动过程中,系统压力波动越大.当储液器压力升至 584 kPa 时,蒸发器入口压力出现幅值为 244 kPa 的震荡,泵启动困难.在热源启动阶段,储液器压力的变化,对热源启动过程引起的压力波动的影响较小.当储液器压力从 250 kPa 增加至 600 kPa 时,热源启动引起的压力波动仅降低 0.15 kPa .在稳定运行阶段,由于相变冷却系统工作特性和工质特性,储液器压力越低,蒸发器出口温度波动越大.当储液器压力降为 250 kPa 时,蒸发器出口温度出现了幅值为 10°C 的震荡幅度,几乎无法维持恒定的出口温度.

参考文献:

- [1] 闵桂荣,郭舜.航天器热控[M].2版.北京:科学出版社,1998.
- [2] Grote M G, Stark J A, Bulter C D, et al. Design and test of a mechanically pumped two-phase thermal control flight experiment[R]. Honolulu, Hawaii: AIAA 22nd Thermophysics Conference, 1987.
- [3] Myron D L, Parish R C. Development of a prototype two-phase thermal bus system for space station[R]. Honolulu, Hawaii: AIAA 22nd Thermophysics Conference, 1987.
- [4] 刘杰.航天机械泵驱动两相流冷却循环特性的研究[D].上海:上海交通大学,2008.
LIU Jie. Investigations on running characteristics of the mechanically pumped cooling loop for space applications [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2008. (in Chinese)
- [5] 黄臻成.航天热控用机械驱动 CO_2 两相系统的数值模拟及控温特性分析[D].广州:中山大学,2008.
HUANG Zhencheng. Numerical simulation and thermal control chararistic of the space mechanically pumped two-phase CO_2 loop[D]. Guangzhou: Sun Yat-sen University, 2008. (in Chinese)
- [6] 张敏,王如竹.空间低温技术新进展[J].低温工程,2000, 114(2):1-6.
ZHANG Min, WANG Ruzhu. Advances in space cryogenics[J]. Cryogenics, 2000, 114(2):1-6. (in Chinese)
- [7] Furukawa M. An integrated computational method for pumped two-phase fluid loop system/subsystem design

- [R]. AIAA 95-2068, 1995.
- [8] Furukawa M. Static/dynamic analyses for pumped two-phase fluid loop control[R]. AIAA 97-3872, 1997.
- [9] 刘杰,裴念强,郭开华,等. 机械泵驱动两相冷却系统启动特性的研究[J]. 中国空间技术, 2008, 28(1): 64-70.
LIU Jie, PEI Nianqiang, GUO Kaihua, et al. Experimental investigation on startup of a novel two-phase cooling loop [J]. Chinese space science and technology, 2008, 28(1): 64-70. (in Chinese)
- [10] Holmes H R, Goepf J W. Development of lock heed pumped two-phase thermal bus[R]. AIAA 87-1627, 1987.
- [11] Bednov S M, Desyatov A K, Vezhnevets P D, et al. Experimental flight facility-two-phase heat transfer model in the Russian segment of the international space station[R]. Kharkov, Ukraine: Aviation and Spacecraft Industry and Technology Conference, 1999.
- [12] Delil G. Dependence of pressure drop and heat transfer in straight two-phase heat transport system condenser ducts [R]. Seattle, Washington: International Conference on Environmental Systems, Society of Automotive Engineers, 1992.
- [13] Wei Q, Tongze M. Investigate on operational unsteady characteristics of CPL: the effects of evaporator and reservoir[J]. Journal of Thermal Science, 1999, 8(2): 114-119.
- [14] Weimer A. Challenges and opportunities for the more electric aircraft[D]. West Lafayette: Purdue University, 2004.
- [15] Figus C, Ounougha L, Bonzom P, et al. Capillary fluid loop developments in astrium[J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23(9): 1085-1098.
- [16] Bazzo E, Riehl R R. Operation characteristics of a small-scale capillary pumped loop[J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23(6): 687-705.

(编辑:王碧琚)